

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 実用新案公報 (Y 2)

(11)実用新案出願公告番号

実公平6-4073

(24) (44)公告日 平成6年(1994)2月2日

(51)Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 4 D 13/02	E	8914-3H		
	J	8914-3H		
15/00	I 0 1 B			

(全 6 頁)

(21)出願番号	実願昭60-5300	(71)出願人	999999999 日本碍子株式会社 愛知県名古屋市長区須田町 2 番56号
(22)出願日	昭和60年(1985)1月21日	(72)考案者	牛越 隆介 愛知県半田市新宮町 1 丁目106番地
(65)公開番号	実開昭61-122394	(74)代理人	弁理士 杉村 曉秀 (外 1 名)
(43)公開日	昭和61年(1986)8月1日		
審判番号	昭63-12075	審判の合議体	
		審判長	関谷 三男
		審判官	渡辺 泰次郎
		審判官	飯塚 直樹
		(56)参考文献	実公 昭47-120 (J P, Y 1) 実公 昭53-47365 (J P, Y 2)

(54)【考案の名称】 ポンプ

1

【実用新案登録請求の範囲】

【請求項1】 ケーシング2およびこれに固着された有底筒状体3の室内に固定した主軸5の廻りに軸受4a, 4bにより回転自在に支持されるインペラ1の回転により流体を吸入、圧送するポンプにおいて、前記インペラ1およびこれと一体に回転するスリーブ12に対向し、前記有底筒状体の端壁面17Bおよび底壁面17Cの何れか一方又は双方に複数個の直線状で放射状に延在するリブ14, 15を設け、インペラの回転による流体の同期回転を阻止するよう構成したことを特徴とするポンプ。

【請求項2】 主軸5に垂直なケーシング壁面17Aにリブ16を設けることを特徴とする登録請求の範囲第1項記載のポンプ。

【考案の詳細な説明】

(産業上の利用分野)

2

本考案は遠心ポンプ、マグネットポンプ等のインペラの回転により流体を吸入圧送するポンプに関し、更にはインペラのスラスト力を低減し軸受冷却液量を増大したポンプに関するものである。

(従来の技術)

従来のこの種のポンプの一例としては第6図(特開昭58-133497号参照)に示すようなものがある。このポンプはマグネットポンプであり、インペラ1および一体構造のスリーブ12より成る回転部をケーシング2および有底筒状体3により形成した室内を固定した主軸5に軸受により回転自在に取付けており、インペラ1と一体構造のスリーブ12の外周に液密に固着した従動マグネット7がモータの駆動軸に連結された回転体13に取付けた駆動マグネット8の回転により磁力にてトルク伝達を受け、インペラ1が回転することにより液を吸入圧送する。イ

10

ンペラ1および一体構造のスリーブ12より成る回転部はケーシング2および有底筒状缶体3に固定支持した主軸5に軸受4a、4bにより回転自在に支持されている。なお、インペラ入口側の前方スラストワッシャ6aおよび缶体底部の後方スラストワッシャ6bはインペラ1およびスリーブ12より成る回転部の軸線方向の動きを規制するものである。軸受4a、4bの主軸5との摺動面には螺旋状の溝を形成してあり、インペラ1の回転により送り出された圧送流体の一部を有底筒状缶体3と従動マグネット7を液密に封止する筒状体17との間の流体流路18を流動させて後方スラストワッシャ6bと軸受4bとの間より軸受4bの内面に形成した螺旋状溝を流通させ、主軸5とスリーブ12との間の冷却水通路19に送り、軸受4aの内面に形成した螺旋状溝を通して軸受4aと前方スラストワッシャ6aとの間よりインペラ1の表面側に冷却水を循環して主軸5と軸受4a、4bとの間の潤滑および冷却を行なうようにしている。なお9はケーシング2と有底筒状缶体3との間を密封するOリング、10はケーシング2の外周を包囲するケーシングアーマ

ー、11はスタンドである。

(考案が解決しようとする問題点)

ところでこのような構造のマグネットポンプでは軸受4a、4b間の冷却液量はB点とE点との間の差圧で決定されるが、この構造のポンプではインペラの回転にともないインペラとインペラに隣接するケーシングおよび有底筒状缶体の壁部との間の流体に回転運動が生じこれによる遠心力によりインペラの中心側の圧力が低くなるため、B点の圧力がA点の圧力に対し大幅に低下(当社比ではほぼ半分程度)するのでB点とE点との間の差圧が減少し、特にインペラ側の軸受4aに十分な冷却液量を確保することが困難であり、このため冷却液不足により軸受温度が上昇しやすいこととD点圧力が負圧になりやすいことにより沸点の低い輸送流体または蒸気圧の高い輸送流体では冷却液の気化が生じ軸受がドライ状態で摺動することにより異常発熱および摩耗が発生することもあり、軸受の摩耗を防ぎ寿命を長くすることが困難であった。

(問題点を解決するための手段)

本考案の目的はこのような従来のポンプにおける問題点を解決し、インペラの軸受に供給する冷却液量を増加させ、かつスラスト力を低減させたポンプを提供することであり、この目的を達成するため本考案のポンプは、ケーシングおよびこれに固着された有底筒状体の室内に固定した主軸の廻りに軸受により回転自在に支持されるインペラの回転により流体を吸入、圧送するポンプにおいて、前記インペラおよびこれと一体に回転するスリーブに対向し、前記有底筒状体の端壁面および座壁面の何れか一方又は双方に複数個の直線状で放射状に延在するリップを設け、インペラの回転による流体の同期回転を阻止するよう構成したことを特徴とするものである。

(実施例)

以下に一具体例である図面を参照して本考案のポンプを詳述する。第1図は本考案の一実施例を示す図である。インペラ1および一体構造のスリーブ12より成る回転部はケーシング2および有底筒状缶体3により形成した室内に固定し、ケーシング2および有底筒状缶体3に固定支持した主軸5に軸受4a、4bを介して回転自在に支持されている。インペラ入口側の前方スラストワッシャ6aおよび筒状体の底部側の後方スラストワッシャ6bはインペラ1およびスリーブ12より成る回転部の軸線方向の動きを規制するものである。軸受4a、4bの主軸5との摺動面には螺旋状の溝を形成してあり、インペラ1の回転により送り出された圧送流体の一部を有底筒状缶体3と従動マグネット7を液密に封止する筒状体17との間の流体流路18を流動させ後方スラストワッシャ6bと軸受4bとの間より軸受4bの内面に形成した螺旋状溝4cを流通させ、主軸5とスリーブ12との間の冷却水通路19に送り、軸受4aの内面に形成した螺旋状溝4dを通して軸受4aと前方スラストワッシャ6aとの間を抜け、E部へ潤滑して主軸5と軸受4a、4bとの間の潤滑および冷却を行なうようにしている。インペラ1の駆動はインペラ1と一体構造のスリーブ12の外周に設けた筒状体17によって液密に固着した従動マグネット7がモータの駆動軸に連結された回転体13に取付けた駆動マグネット8の回転により磁力にてトルク伝達を受けることによりなされ、インペラ1の回転により液が吸入圧送される。そしてさらに、インペラ1に対向する流体圧送側の主軸5に垂直なケーシング壁面17Aに凸部であるリップ16が複数の直線状で放射状に設けられ、さらに有底筒状缶体3のインペラ1と対向する端壁面17Bおよび有底筒状缶体3の底壁面17Cにもそれぞれ凸部をなすリップ14および凹部をなすリップ15が設けられている。リップ14、15はそのII-II線、III-III線およびIV-IV線断面を第2、3、4図に示すようにそれぞれ所定間隔をおいて複数個の直線状で放射状に配設してある。リップ14、15、16はインペラ1の回転に伴い流体が同期回転するのを防ぐために直線状で放射状に形成されているので、例えば第2図ないし第4図に矢印A、A'で示すように流体の流れがリップ14、15又は16により阻止され、インペラの回転方向矢印Bと同方向に回転しないように設けられる。リップ14、15を設けると、冷却水通路の冷却液量を増加できると共に後方スラストワッシャ6bと軸受4bとの間のスラスト力の過大な増加を防止することができるが、これはかならずしも同時に必要とするものではなく、少なくともリップ14および15の何れか一方又は双方設ければよい。またリップ14、15の何れかを設けることによりインペラ入口側に向っての推力が増加するが、リップ16を設けることにより前方スラストワッシャ6aと軸受4aとの間のスラスト力の過大な増加を防止することができる。さらに、リップ14、15、16はインペラ1およびこれと一体に

回転するスリーブ12の周りの圧力を測定して、適宜設置すればよい。なお9はケーシング2と有底筒状缶体3との間を密封するOリング、10はケーシング2の外周を包囲するケーシングアーマー、11はスタンドである。次にこのポンプの作用を説明する。リップ14、15を設けたことによりインペラ1のスリーブ12と有底筒状缶体3の端壁面17Bとの間の背面圧力 B_1 と、インペラ1と有底筒状缶体3の底壁面17Cとの間の圧力 C_1 とが上昇し、インペラ1の有底筒状缶体3の底壁側後方（すなわち図示右方向）のスラストワッシャ6bへのスラスト力が低減するとともにB点とE点との間の差圧が大きくなり冷却液量を増加させられるので、軸受4a、4bと主軸5との間の摩擦が防止され、耐久性が向上する。またリップ16を主軸5と直角なインペラ1の入口側のケーシング壁面17Aに設置することによりインペラ1の入口側前面にかかる圧力も向上するためインペラ1の前面すなわち、左方向のスラストワッシャ6aにかかるスラスト力も低減されるので、前後のスラストワッシャ6aと6bにかかるスラスト力がバランスして低減され軸受4a、4bに加わるスラスト抵抗が小さくなり、インペラ1の駆動抵抗が小さくなるとともに軸受4a、4bの発熱が抑止されるので、これによってさらに耐久性が向上される。第5図は第6図に示す従来例と本考案のポンプとの比較試験結果を示している。

試験条件

ポンプ口径 $\phi 40 \times 40 \text{ mm}$

吐出圧 1.4 kgf/cm^2

流量 $0.12 \text{ m}^3/\text{min}$

以下リップ14、15、16の寸法および枚数を第1表に示す。

第 1 表

	リップ高さ t	リップと該リップに対 抗する壁面とのギ ャップ h	リップ 幅	リップ 枚数
リップ14	2mm	3mm	8mm	12枚
リップ15	2	3	8	8
リップ16	2	8テーパ付き	8	12

なお第5図においてA～Eは第1図および第6図におけるA～E点を示し、 H_B 、 H_B' はB点の圧力を示し、 ΔH_{BE} 、 $\Delta H_{BE}'$ はB点とE点との間の差圧を示している。

第5図の結果より明らかな通り、リップ14、15を設けた効果により本考案ポンプではB点の圧力 H_B' が従来の圧力 H_B の1.6倍となり、B・E間の差圧 $\Delta H_{BE}'$ も従来の差圧 ΔH_{BE} の1.5倍とすることができ、かつ循環液量の増大が達成された。

またD点における圧力が従来例では

$H_d = -0.16 \text{ kgf/cm}^2$ であったが本考案では

$H_d' = 0$ となり軸受発熱による流体気化が生じにくく

なり、ドライ運転が防止できた。

さらに第5図には示していないが、リップ16の効果によりF点の圧力が本考案では従来例の1.4倍となりインペラの入口側の前方のスラストワッシャ6aにかかるスラスト力の軽減ができた。

本考案において、インペラ1およびこれと一体に回転するスリーブ12に対向し、有底筒状缶体3の端壁面17Bおよび底壁面17Cおよび主軸5に垂直なケーシング壁面17Aにリップ14、15並びにリップ16を設ける理由は、ポンプのインペラ1が回転し、流体を入口側より吸入し出口側に吐出する場合、インペラ1およびこれと一体に回転するスリーブ12の周囲の圧力分布により、インペラ1およびこれと一体に回転するスリーブ12は有底筒状缶体3の底部よりインペラ1の入口側方向（図示の右より左方向）に押圧され、ケーシング2の入口側のスラストワッシャ6aにより、このスラスト力を受けることになる。上記のように、右より左方向に押される理由は、第1図に示すように、インペラ1およびこれと一体に回転するスリーブ12の軸線方向には A_1 、 B_1 、 C_1 の圧力およびインペラ1の入口部Eの流体の圧力が作用するが、インペラ1の入口部Eは第5図に示すように、ポンプの中でも最も低圧であり、これら圧力分布によりインペラ1およびこれと一体に回転するスリーブ12を左方向に押す力が右方向に押す力より大きいことによる。

リップ16をインペラ1と対向するケーシング2の壁面17Aに設けると、インペラ1を右方向に押す圧力が加えられることになりスラストワッシャ6aへの軸受4aよりのスラスト力が軽減される。

また、リップ14および15を有底筒状缶体3の端壁面17Bおよび底壁面17Cに設けると、上述のようにインペラ1およびこれと一体に回転するスリーブ12を左方向に押す力が大きくなり、後方スラストワッシャ6bと軸受4bとの間のスラスト力が軽減されるのである。

なお上述の実施例ではリップとして凸部を形成したものを設けた例を示したが、この他にも短い羽根を設けてもよい。また、これらリップは凹状の直線状で放射状に延在する溝としても同様の効果が得られる。さらに本考案はマグネットポンプ以外の一般的な遠心式ポンプにも適用可能である。

（考案の効果）

以上詳述したように本考案のポンプにおいては、インペラおよびこれと一体に回転するスリーブに対向し、これをスラストワッシャおよび軸受により保持した主軸と垂直なケーシング壁面17A、有底筒状缶体の端壁面17Bおよび底壁面17Cに複数個の直線状で放射状に延在するリップ14、15の少くとも1個又は1個以上および必要に応じてリップ16を設けたので、第2図ないし第4図に示すように流体の流れ（矢印A、A'）がこれらリップ14、15又は16により阻止され、インペラの回転方向（矢印B）と同方向の回転が阻止される。このため、本考案のポンプに

よれば次の如き効果がある。

①B点の圧力を高めることにより軸受4a、4bのら旋状の冷却水通路4c、4dへの冷却水の押し込み圧が高くでき、冷却液量を増大させることができる。また特にインペラの前側の軸受4aでの圧力を正圧にし軸受4a、4bのドライ化が防止でき、これにより軸受の耐久性を大幅に上昇させることができる。

②またリブ14、15に加えて、リブ16を付加すれば、前後のスラストワッシャ6a、bに加わるスラスト力がバランス良く低減できるので、これにより軸受4a、4bおよびスラストワッシャ6a、6bの摩耗が低減され耐久性が向上するとともに回転抵抗を少なくできるのでポンプの駆動力が低減される。

③さらにリブ14、15又は16を設ける部分がケーシング2又は有底筒状缶体3等の固定部であり、これらリブ14、15又は16を受ける部分が重量の増加も少ない等の種々の利点を有するものである。

【図面の簡単な説明】

第1図は本考案のポンプの縦断面図、

* 第2図は第1図のII-II線断面図、

第3図は第1図のIII-III線断面図、

第4図は第1図のIV-IV線断面図、

第5図は本考案のポンプと従来のポンプとの比較試験特性図、

第6図は従来のポンプの一例の構成を示す縦断面図である。

1…インペラ、2…ケーシング

3…有底筒状缶体、4a、4b…軸受

5…主軸、6…スラストワッシャ

7…従動マグネット、8…駆動マグネット

9…Oリング、10…ケーシングアーマー

11…スタンド、12…スリーブ

13…回転体、14、15、16…リブ

17…筒状体

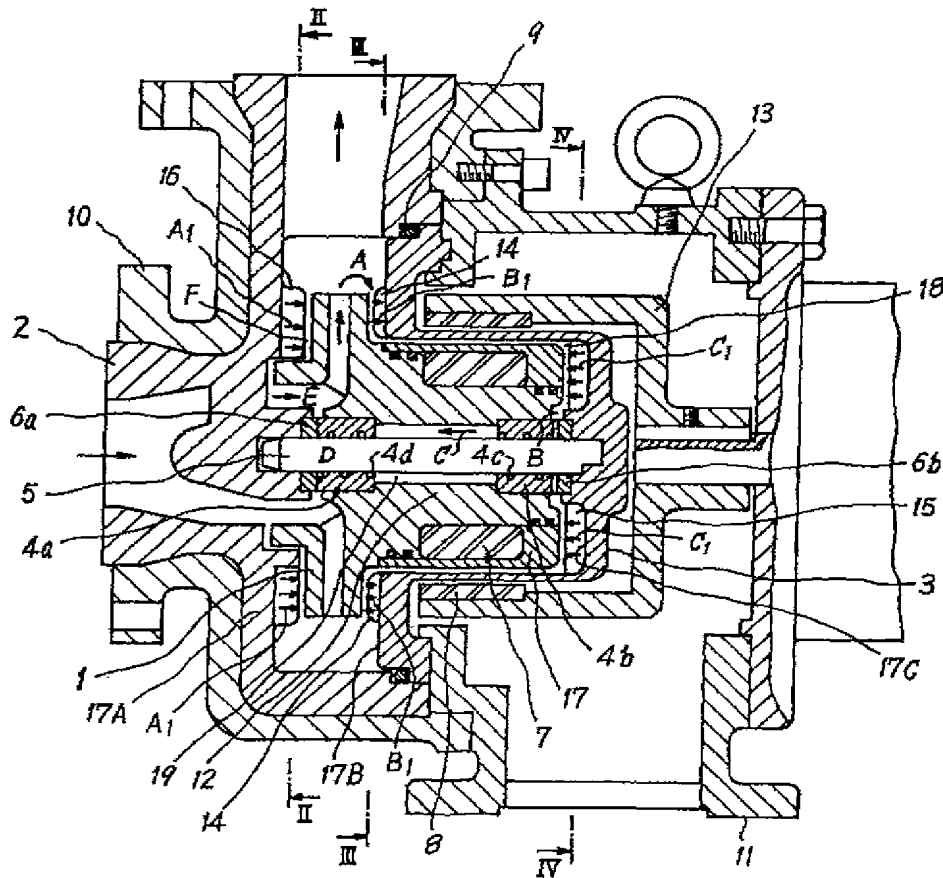
17A…主軸に垂直なインペラ入口側のケーシング壁面

17B…有底筒状缶体のインペラ側端壁面

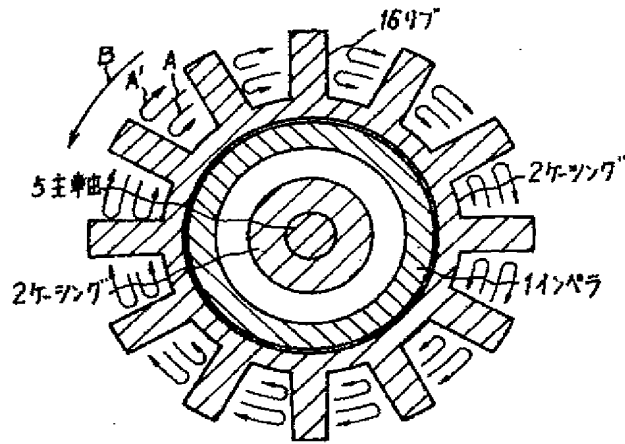
17C…有底筒状缶体の底壁面

*

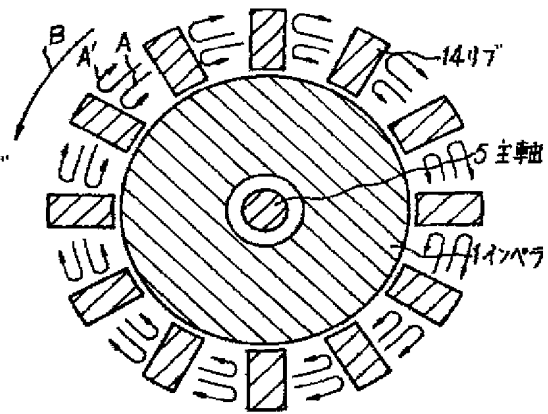
【第1図】



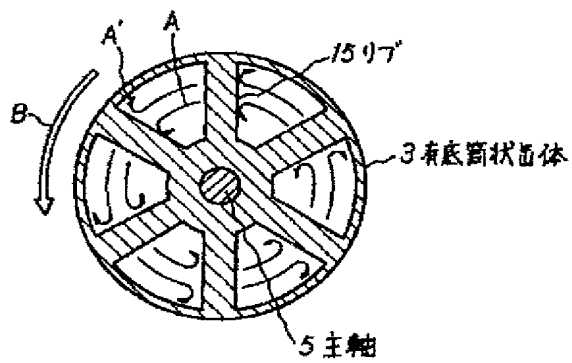
【第2図】



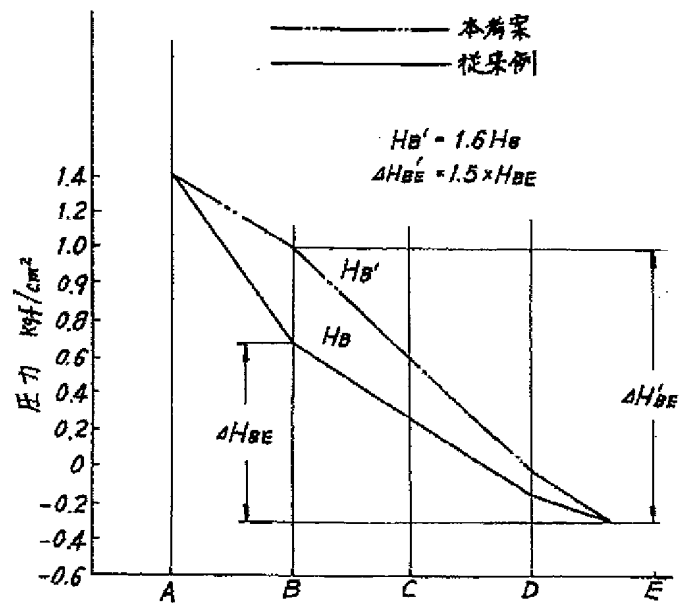
【第3図】



【第4図】



【第5図】



【第6図】

